한국자동차공학회논문집 제8권 제4호, pp.93~99

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0070

체적비와 오프셋 변화에 의한 소음기내의 유동특성과 압력손실에 관한 연구

A Study on the Flow Characteristics and Pressure Loss of a Muffler for the Variation of Volumetric Rate and Offset

김 민 호*, 정 우 인*, 천 인 범*
Minho Kim, Wooin Chung, Inbum Chyun

ABSTRACT

It is well known that an automotive muffler strongly influences engine efficiency and noise reduction. The performance of a muffler system is determined by the geometrical parameters such as the relative location of an inlet and outlet pipe, size, and cross sectional geometry of a chamber. In this study, numerical analysis was performed to examine the flow characteristics in the simple automotive muffler for the variation of volumetric rate and offset. The computational grid generation was carried out. The RNG k-ε turbulence model was applied. To provide the boundary condition for numerical analysis, the experimental measurement was carried out. As a result of this study, we could understand that there was a recirculation flow inside muffler and pressure loss depends on the variation of volumetric rate and offset.

주요기술용어 : Muffler(소음기), Engine Efficiency(엔진효율), Grid Generation(격자생성), Volumetric Rate(체적비), Recirculation Flow(재순환 유동), Pressure Loss (압력손실)

Nomenclature

ρ : density
P : pressure
t : time
$\sqrt{g}$: determinant of metric tensor
x_i : cartesian coordinate(i=1,2,3)
u_i : i-directional velocity
S_i : momentum source component
s_{ij} : strain tensor component
τ_{ij} : stress tensor component
μ_{eff} : effective viscosity
μ : laminar viscosity
μ_t : turbulent viscosity
$\sigma_{h,t}$: turbulent prandtl number
k : turbulent kinetic energy

* 회원, 기아자동차 기술연구소

ε : dissipation rate
T : turbulent intensity
l_c : characteristic length

1. 서 론

화물운송 및 도시민의 주요한 교통수단으로 자리잡고 있는 자동차는 최근 급진적인 발달과 더불어 차량 각 부위의 최적설계에 대한 요구가 급증하고 있다. 자동차 배기계는 배기 소음의 감소, 엔진효율 증대 등 중요한 역할을 담당하고 있으므로 배기계 최적설계를 위해서는 배기계 내부의 온도 및 압력의 변화, 각 구성품들의 기하학적 형상 등을 고려해야 한다. 특히 배기계 중 소음기는 배기 압력을 감소시켜 외부소음을 줄이는 기능과 엔진 효율의 극대화를 이루기 위한 조합설계의 필요성이 대두되고 있다.[1,2,3] 그러므로 자동차 소음기는 소음특성 뿐만 아니라 배기 소기 효율증대를 통해 엔진효율 극대화를 위한 유동측면 또한 중요한 설계요소라 할 수 있겠다. 기존의 소음기에 대한 연구는 소음 규제가 강화됨에 따라 음향학적 특성과 설계방법을 제시하는 연구[4,5,6,7]가 주로 수행되었고 유동측면에서의 연구는 V. Ganesan과 D. B. Spalding[8]에 의해 단순확장관 소음기에서 확장관 입구에 원통형의 격벽을 설치하여 그 후미에서 일어나는 속도분포를 측정하는 연구가 수행되었다. 이와 같이 소음기에 관한 연구들은 주로 소음특성에 관한 연구에만 국한되어 유동특성과 연계된 연구는 아직 미흡한 실정이다. 따라서 배기계 설계에서 큰 비중을 차지하고 있는 소음기의 소음특성과 더불어 배기소기 효율증대를 위한 유동특성을 정확히 파악하는 것은 배기계 최적설계에 있어서 중요한 연구과제 중의 하나이다.

본 연구에서는 정상상태에서 타원형 단면을 갖는 소음기 내부의 격벽(baffle plate) 위치, 격벽에 존재하는 유동통로의 위치, 입구부와 출구부의 오프셋(offset) 등을 변경인자로 하여 이에 따른 유동특성을 고찰하여 배기소기 효율 향상을 위한 소음기 최적설계의 기초자료로 활용하고자 한다.

2. 수치 해석

2.1 지배방정식

본 연구에서는 소음기 입출구부의 오프셋과 격벽 위치변화에 따른 소음기내의 유동특성을 파악하고자 소음기내의 유동을 3차원 정상상태의 난류유동으로 고려하였으며 난류모델로는 RNG k-ε 모델을 적용하였다. 정상상태의 연속방정식과 운동량 방정식을 텐서(tensor)형태로 나타내면 다음과 같다.

- 연속 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j)=0 \tag{1}$$

- 운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j - \tau_{ij})=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+S_i \tag{2}$$

RNG k-ε 난류모델은 난류유동장 해석에 일반적으로 사용하고 있는 표준 k-ε 모델에 비하여 비교적 정확한 해를 얻을 수 있으며 수렴성이 뛰어난 것으로 알려져 있다.[9,10] 또한 난류 운동 에너지 방정식은 표준 k-ε 모델의 형태와 같고 난류 운동 에너지 소산율 방정식은 표준 k-ε 모델에 변형율(rate of strain)항이 추가된 난류모델이다. RNG k-ε 모델의 난류 운동 에너지와 소산율에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

- 난류 운동 에너지

$$\frac{1}{\sqrt{g}}\frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g}\rho x)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \bar{u}_j x-\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k}\frac{\partial x}{\partial x_j}\right)$$
$$=\mu_t(P+P_B)-\rho\varepsilon-\frac{2}{3}\left(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\rho x\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

여기서 $\mu_{eff}=\mu+\mu_t$,

$$P\equiv 2S_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$P_B\equiv -\frac{g_i}{\sigma_{h,t}}\frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x_i} \tag{3}$$

- 난류 운동에너지 소산율

$$\frac{1}{\sqrt{g}}\frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g}\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\bar{u}_j\varepsilon-\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)$$

$$= C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{\chi}[\mu_t(P+C_{\varepsilon 3}P_B)-\frac{2}{3}(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\rho\chi)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}]-C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{\chi}-C_{\varepsilon 4}\rho\varepsilon\frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

$$-\frac{C_\mu\eta^3(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}\frac{\rho\varepsilon^2}{\chi}$$

여기서 $\eta\equiv S\frac{\chi}{\varepsilon}$ $S\equiv(2S_{ij}S_{ij})^{1/2}$ (4)

위의 식 (3), (4)에 사용된 각각의 상수를 Table 1에 나타내었다.[11,12,13]

Table 1 Coefficients of RNG k-ε model

C_μ	σ_k	σ_s	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
0.085	0.719	0.719	1.42	1.68
$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	κ	η_0	β
0.0 or 1.42	-0.387	0.4	4.38	0.012

2.2 해석모델 및 절차

Fig.1에는 본 연구에서 고려한 소음기 모델의 형상을 도시하였다. 대상 소음기의 쳄버길이 L은 500mm이고 입출구 파이프의 직경 ϕ는 54mm이며 타원형 단면의 장축과 단축의 길이 a와 b는 각각 227mm와 143mm이다.

소음기내 체적변화에 따른 유동특성을 고찰하기 위해 격벽을 이용하여 체적비를 1:9에서 9:1까지 변화시켰고 오프셋 요소에 의한 유동특성을 고찰하고자 입출구부의 위치를 중심선에서 70mm 상하방향으로 이동하였다. 소음기내의 격벽은 배플(baffle)로 처리하였고 전체 해석모델의 셀(cell) 수는 약 150000여개이며 비엇갈림 격자계(non-staggered grid arrangement)를 사용하여 육면체(hexahedral) 셀을 생성하였다. 수렴조건은 6개의 지배방정식인 연속 방정식과 3개의 운동량(U, V, W)방정식 그리고 2개의 난류량(k, ε) 방정식에 대해 잔류 원천항(residual resource)의 크기로써 결정되는데 이 값을 0.1%이하로 하였다. 대류항은 일차정확도 상류차분기법(upwind differencing scheme)을 적용하였고 압력항 처리는 PISO 알고리즘을 사용하였다.

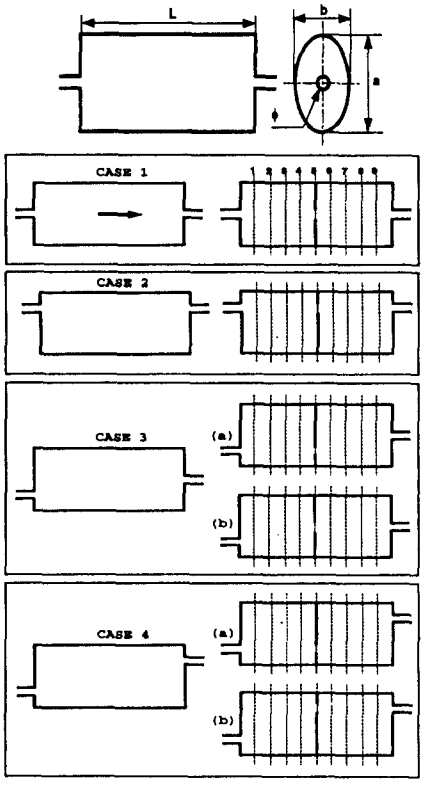


Fig. 1 Muffler model used in analysis

2.3 초기조건 및 경계조건

본 연구에서는 배기가스를 소음기 입구부에서 측정한 온도인 800K에 해당하는 표준공기로 가정하여 이때의 밀도와 점성을 적용하였다.

입구경계면에서는 실험에서 측정한 압력을 적용하였으며 난류 운동 에너지를 결정하는 난류강도는 입구 유속의 5%로 가정[14,15,16]하였고 특성길이는 입구직경으로 고려하였다. 입구에서 난류 운동 에너지 및 난류 운동 에너지 소산율은 다음의 식 (5)를 이용하였다.

$$k=TU^2 \qquad \varepsilon=\frac{C_\mu^{0.75}k^{1.5}}{l_c} \qquad (5)$$

특성길이(characteristic length) l_c는 소음기 입구부의 직경으로 고려하였으며 난류 상태에 있는 벽면부근의 유동은 속도구배가 크기 때문에 많은 격자점을 집중시켜야 하는데 본 연구에서는 벽면부근의 격자점을 억제하기 위해 벽면 경계층의 대수영역으로 불리는 영역내의 점을 벽면의 제 1 격자점으로 취하는 벽 법칙(wall function)을 적용하였다. 소음기 입출구부의 경계조건은 실험에서 측정한 압력 및 온도를 입력하였고 해석대상인 소음기가 장착된 차량에서 배출되는 배기가스의 압력, 온도 등을 측정하기 위한 실험장치의 전체 개략도는 Fig.2와 같다. 본 연구에 사용된 실험장치는 실험 대상 소음기가 장착된 차량과 동력계, pressure meter, temperature meter 등으로 구성되어 있으며 기관의 제원은 Table 2와 같다.

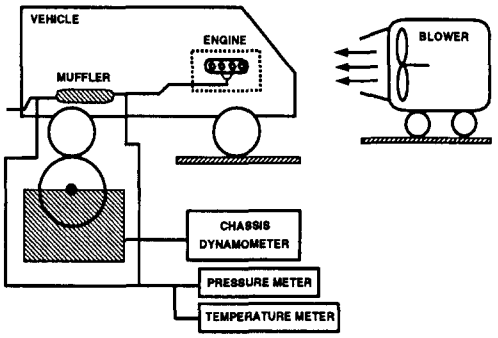


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2 Specification of test engin

Item	Specification
Type	4-cylinder, TCI Indirect-Injection
Displacement(cc)	1998
Bore(mm)× Stroke(mm)	φ 86×86
Compression Ratio	21.4:1
Max. Torque(kg · m)	20.4 at 2000rpm
Max. Power(ps)	87 at 4000rpm
Firing Order	1-3-4-2

동력계는 샤시 동력계(SCHENCK사)를 사용하였으며 최대 흡수동력은 333kW이다.

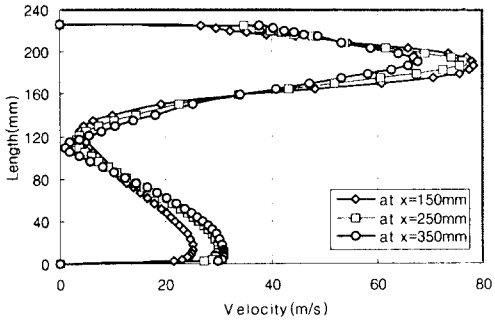
3. 해석결과 및 고찰

본 단원에서는 체적비 변화, 입출구부의 오프셋 및 격벽내에 위치한 유동통로 변경에 따른 유동해석을 수행하여 소음기내 유동특성과 압력손실 등을 고찰하여 소음기 설계시 기초자료로 제공하고자 한다.

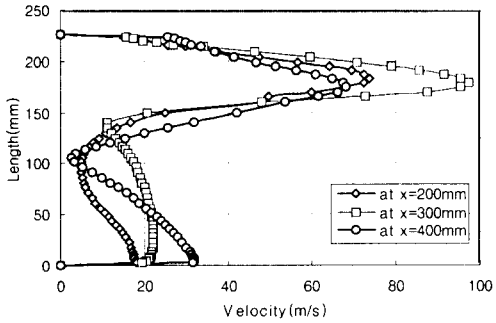
3.1 유동특성

격벽위치 변화에 따른 소음기내 각 단면의 속도분포를 Fig.3에 도시하였다. Fig.3은 CASE 2 모델의 결과로써 Fig.3(a)와 같이 격벽이 없는 경우는 각 위치에서의 속도분포가 전반적으로 유사하였다. 배기가스가 출구쪽으로 이동해감에 따라 유속이 점차 감소하고 있으나 입출구부의 오프셋에 의한 기하학적 비대칭 때문에 하단부에 재순환 유동은 더욱 크게 형성되고 있음을 알 수 있다.

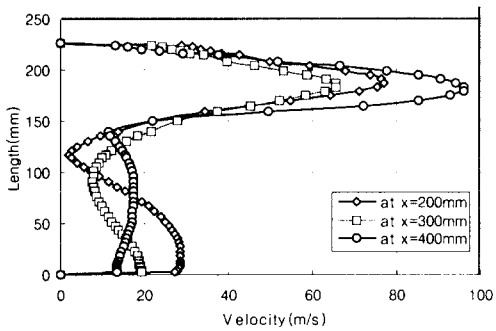
Fig.3(b)는 Fig.1에 도시한 바와 같이 격벽이 5번 지점(x=250mm)에 위치한 경우로써 배기가스가 격벽을 통과한 후(x=300mm)의 속도분포가 격벽을 통과하기 전(x=200mm)보다 더 발달되어 있음을 알 수 있다. 이는 배기가스가 격벽을 통과할 때 격벽에 위치한 유동통로에 의한 급축소 효과에 기인한 것으로 판단된다. 또한 x=400mm 지점에서는 격벽을 통과하기 전(x=200mm)보다 최대 유속값이 감소하였는데 이는 격벽에 위치한 유동통로에 의한 급 축소 효과보다 격벽통과 후 챔버에 의한 급 확대 효과에 의해 더 크게 영향을 받기 때문으로 사료된다. Fig.3(c)는 격벽이 7번 지점에(x=350mm) 위치한 경우로써 Fig.3(b)와 동일하게 격벽을 통과한 후 배기가스 유속이 급격하게 증가하였고, 격벽 통과 전인 x=300mm 지점의 배기가스 속도분포는 격벽에 의한 유동저항으로 인해 x=200mm 지점의 속도분포보다 덜 발달되어 있음을 알 수 있었다. Fig.4는 격벽위치가 7번지점에 위치한 CASE 3(b) 모델의 결과이다.



(a) Velocity profile of CASE 2 model without baffle



(b) Velocity profile of CASE 2 model with baffle at x=250mm



(c) Velocity profile of CASE 2 model with baffle at x=350mm

Fig. 3 Velocity profile of CASE 2 model

CASE 2와 같이 격벽으로 인한 급 축소 급 확대 효과가 나타나고 있다. 배기가스가 격벽을 통과한 x=400mm 지점에서 CASE 2와는 달리 챔버 상단부와 하단부에서 재순환 유동이 형성되고 있으며 최대유속이 발생하는 위치가 출구부의 위치인 챔버의 중앙부로 이동해감을 알 수 있었다.

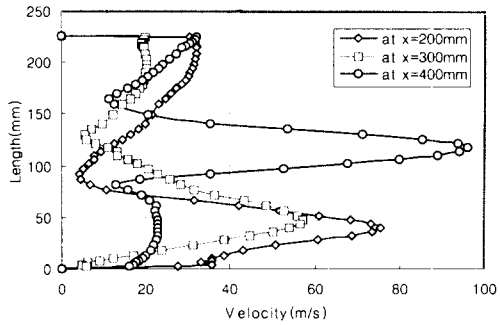


Fig. 4 Velocity profile of CASE 3(b) model

3.2 오프셋 효과에 의한 압력손실

Fig.5에는 격벽이 없는 모델의 입출구부에 오프셋 요소를 고려했을 때의 각 모델에 대한 압력손실 도시하였다.

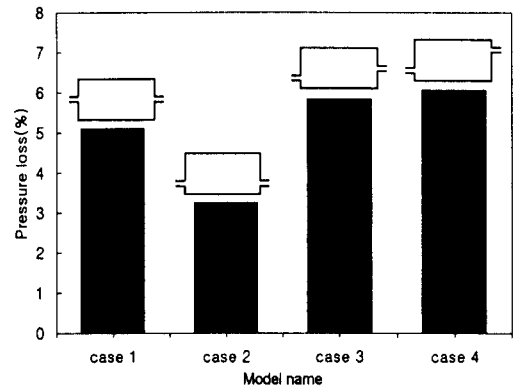


Fig. 5 Pressure loss for the offset of Inlet and outlet

이때 압력 손실율(P_{TL})은 다음의 식 (6)을 이용하였으며 여기서 P_{in}과 P_{out}은 각각 소음기 입구부와 출구부 유동장의 평균압력을 의미한다.

$$P_{TL} = \frac{P_{in} - P_{out}}{P_{in}} \times 100 \qquad (6)$$

CASE 2와 같이 입구 및 출구 모두가 같은 방향으로 오프셋 된 경우가 압력손실이 가장 작게 나타나 배기소기 효율 측면에서 가장 우세하였으며 CASE 3과 CASE 4의 경우 동등한 수준을 보

였으나 CASE 4와 같이 입출구부의 오프셋이 가장 심한 경우 압력손실이 가장 크게 발생하여 배기소기 효율 측면에서는 가장 불리하였다.

3.3 체적비 및 격벽내 유동통로의 위치변화에 의한 압력손실

CASE 1과 CASE 2 의 격벽이 있는 경우에 격벽위치 변화에 따른 압력손실을 Fig.6에 도시하였다. 격벽이 없는 모델에 비해 격벽으로 인한 유동저항이 증가하여 압력손실이 다소 증가한 것을 알

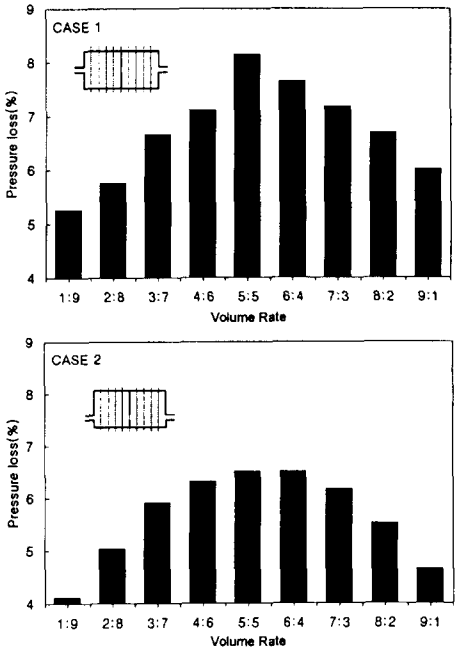


Fig. 6 Pressure loss of CASE 1 and CASE 2 with the variation of volume rate

수 있다. 전반적으로 체적비(Volume rate)가 5:5인 경우에 가장 큰 값을 보였으며 챔버중앙을 기준으로 격벽이 입구쪽보다는 출구쪽에 위치할 때 압력손실이 더 크게 발생하였다. Fig.7에 도시한 CASE 3(a)의 경우 격벽위치를 소음기의 후미쪽으로 이동해감에 따라 압력손실이 점차적으로 증가하여 체적비가 7:3일 때 가장 큰 값을 보였다가 재차 감소하였다. CASE 3(b)의 경우 체적비가 3:7일 때 압력손실이 최대값을 나타내었으며 격벽이 소음기의 후미로 이동함에 따라 압력손실이 재차 감소하였다. 또한 격벽내 위치한 유동통로가 소음기 출구쪽의 위치와 동일한 CASE 3(b)의 경우가 CASE 3(a)의 경우보다 전반적으로 압력손실이 더 크게 발생하여 배기 소기 측면에서는 CASE 3(a)의 경우가 더 유리함을 알 수 있었다.

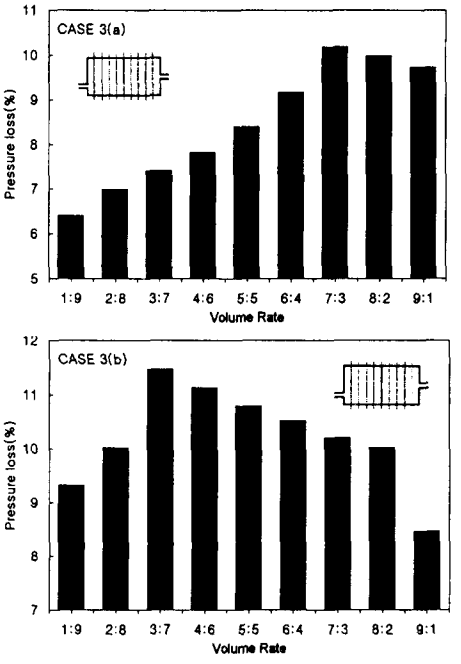


Fig. 7 Pressure loss of CASE 3 with the variation of volume rate

4. 결론

타원형 단면을 갖는 소음기에 대한 수치해석을 통하여 배기소기 효율 향상 및 최적설계를 위한 기초자료를 제공하고자 하였다. 소음기의 체적비 변화와 입출구의 오프셋 그리고 격벽내에 위치한 유동통로 변경에 따른 유동특성 및 압력손실을 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

소음기내의 유동은 재 순환 유동을 동반한 난류유동이 형성되고 있으며 격벽으로 인한 급 축소, 급 확대 효과가 지배적임을 알 수 있었다. 오프셋에 의한 압력 손실은 입 출구부가 동시에 같은 방향으로 오프셋 된 경우가 가장 적은 값을 보였다.

또한 격벽을 설치한 경우 압력손실은 약 1%에서부터 6%정도 증가하였다. 체적비 변화에 의한 압력손실은 CASE 1과 CASE 2의 경우 격벽 전후의 체적이 동일한 경우 가장 크게 발생하였고 CASE 3과 CASE 4의 경우 7:3과 3:7일 때 가장 큰 값을 나타냄을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1) 이정현," 4기통 4사이클 점화엔진의 흡배기 계통의 가스유동에 관한 연구" , 고려대학교 석사학위 논문, 1989.

2) K. M. Park, Y. T. Ryu," R2 엔진의 배기관에서 유량과 압력손실에 관한 연구" , 아시아 자동차 기보 91-5, 1991.

3) M. L. Munjal," Acoustics of Ducts and Mufflers" , John Wiley, New York, 1986.

4) 곽윤근, "음향학적 분석을 통한 자동차 소음기의 기본설계에 관한 연구", 과학기술처, 1987.

5) 윤두병, "다공관의 음향학적 특성에 대한 연구", 한국과학기술원 석사학위논문, 1993.

6) J. W. Sullivan, "A Method of Modeling Per-forated Tube Muffler Components Application", J. Accost. Soc., 1981.

7) Kim Y. H. "Experimental Study on Acoustic Wave Propagation in Circular Expansion Chamber with Flows", Presented at the Winter Annual Meeting, ASME, 1989.

8) V. Ganesan, D. B. Spalding," Experimental and Theoretical Investigation of Flow behind an Axi-Symmetrical Baffle in a Circular Duct" , 1980.

9) Thangam, S. and Spezial, C. G.," Turbulent Flow Past a Backward-Facing Step : A Critical Evaluation of Two-Equation Models" , AIAA Journal, Vol.30, No.5, pp.1314-1320, 1992.

10) V. Yakhot and L. Smith," Theε -expansion Derivation of Turbulence Models" , J. Scientific Computing, 3, 35. 1992.

11) C. G. Speziale and S. Thangam," Analysis of an RNG Based Turbulence Model for Seperated Flows" , NASA Contractor Report, ICASE Report No. 92-3.

12) D. J. Monson, H. L. Seegmiler, Y. S. Chen, " Comparision of Experiment with Calculation Using Curvature Corrected Zone and Two Equation Turbulence Models for a Two Di-mensional U-Duct" , AIAA, 1990.

13) A. Brankovis and S. Syed, " Validation of Reynolds Stress Turbulence Model in Gener-alized Coordinates" , AIAA, 1991.

14) M. C. Lai et al, " Three-Dimensional Sim-ulation of Automotive Catalytic Converter Internal Flow" , SAE, 1991.

15) William Taylor et al., " IC Engine Design Modification for Loss Reduction Based CFD Method" , SAE, 1998.

16) A. Chen. et al., " Intake Flow Prediction of a Transparent DI Diesel Engine" , SAE, 1998.